

Valve control for fuel injected IC engine

Patent number: DE19847851

Publication date: 1999-04-22

Inventor: NAKAYAMA YOKO (JP); OHSUGA MINORU (JP); NOGI TOSHIHARU (JP); TOKUYASU NOBORU (JP); SHIRAISHI TAKUYA (JP)

Applicant: HITACHI LTD (JP)

Classification:

- **international:** F02D43/04; F02D13/02; F02D41/30

- **europen:** F02D41/00D, F02D41/14F, F01L9/04, F02D13/02, F02D35/02

Application number: DE19981047851 19981016

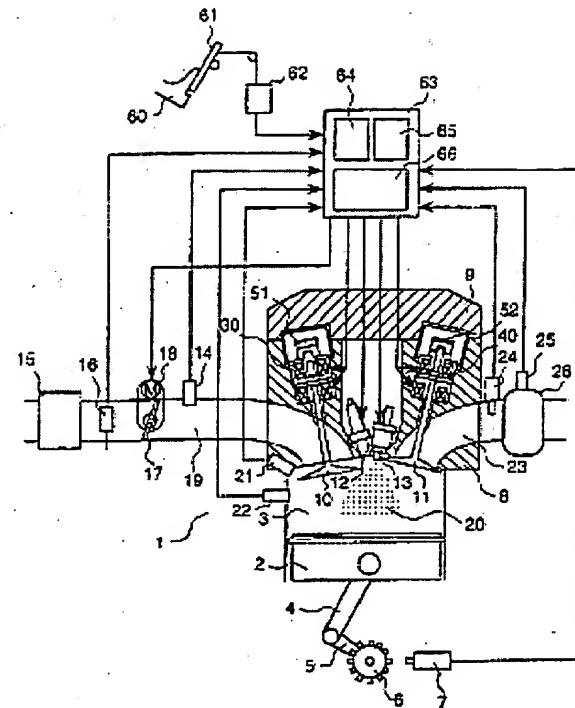
Priority number(s): JP19970284853 19971017

Also published as:

US6039026 (A1)

Abstract of DE19847851

An energy saving valve control for an IC engine has the throttle valve (17) operated with the throttle pedal setting for medium to large torque. For medium to low torque the throttle valve is set fully open and the timing of the inlet and exhaust valves is adjusted to provide the optimum air intake, to match the engine requirement and the fuel injection rate. The inlet and exhaust valves are operated by a servo control, without direct mechanical linkage to the engine. The engine is able to operate with an enhanced efficiency by not having to work against low pressure in the inlet manifold, at low speeds.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

THIS PAGE BLANK (USPTO)



⑯ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



**DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT**

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 198 47 851 A 1**

⑤ Int. Cl. 6:
F 02 D 43/04
F 02 D 13/02
F 02 D 41/30

① Aktenzeichen: 198 47 851.8
② Anmeldetag: 16. 10. 98
③ Offenlegungstag: 22. 4. 99

DE 19847851 A1

⑩ Unionspriorität:
9-284853 17. 10. 97 JP

⑦ Anmelder:

74 Vertreter:

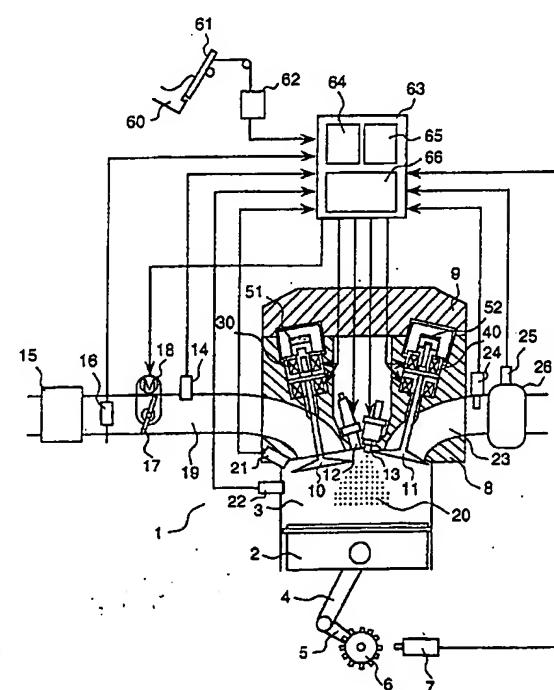
72 Erfinder:
Shiraishi, Takuuya, Hitachinaka, Ibaraki, JP; Nogi, Toshiharu, Hitachinaka, Ibaraki, JP; Ohsuga, Minoru, Hitachinaka, Ibaraki, JP; Nakayama, Yoko, Hitachi, Ibaraki, JP; Tokuyasu, Noboru, Hitachi, Ibaraki, JP

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen.

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

54 Verfahren zum Steuern eines Verbrennungsmotors

57) Ein Verfahren zum Steuern eines Verbrennungsmotors, der einen Ventilmechanismus mit einem Einlaßventil (10) und einem Auslaßventil (11), die in einem Einlaßanschluß (19) bzw. in einem Auslaßanschluß (23) vorgesehen sind, eine Ventilmechanismus-Steuereinrichtung (30, 40, 64) zum Steuern des Ventilmechanismus, eine Betriebszustand-Erfassungseinrichtung (66) zum Erfassen eines Betriebszustandes des Verbrennungsmotors (1) sowie eine Drosselklappe (17) zum Steuern der Ansaugluftmenge als Antwort auf den Niederdrückungsgrad eines Fahrpedals (61) enthält. Das Verfahren enthält die folgenden Schritte: Steuern der Drosselklappe auf einen hohen Öffnungsgrad, unabhängig vom Niederdrückungsgrad des Fahrpedals, wenn die Betriebszustand-Erfassungseinrichtung einen Betriebszustand mit niedriger oder mittlerer Last ermittelt, und Steuern der Ansaugluftmenge durch Steuern des Ventilschließzeitpunkts und/oder des Ventilhubbetragts des Einlaßventils. Ein Pumpverlust während niedriger und mittlerer Lastzustände kann stark reduziert werden, der Kraftstoffverbrauch kann verbessert werden, schließlich kann während eines hohen Lastzustands die Erzeugung eines Klopfens vermieden werden.



DE 19847851 A1

DE 198 47 851 A 1

1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Steuern eines Verbrennungsmotors, bei dem der Ventilöffnungszeitpunkt und der Ventilschließzeitpunkt eines Einlaßventsils und eines Auslaßventsils des Verbrennungsmotors entsprechend einem Betriebszustand des Verbrennungsmotors gesteuert werden.

Zur Steuerung der Last eines Verbrennungsmotors sind zwei Verfahren bekannt, wovon eines ein Verfahren ist zum Zuführen von Kraftstoff in einer der Ansaugluftmenge entsprechenden Menge durch Steuern der Ansaugluftmenge entsprechend einer Last und wovon das zweite ein Verfahren ist zum Steuern der Kraftstoffmenge in Übereinstimmung mit einer Last ohne Begrenzung der Ansaugluftmenge. Die obenerwähnten Unterschiede ergeben sich aus der Eigenschaft des zu verwendenden Kraftstoffs, wobei das erstgenannte Verfahren einem Benzin-Verbrennungsmotor entspricht und das letztgenannte Verfahren einem Diesel-Verbrennungsmotor entspricht.

Allgemein besteht der Grund, weshalb ein Dieselmotor einen geringen Kraftstoffverbrauch hat, darin, daß die Ansaugluftmenge nicht gedrosselt wird und ein Pumpverlust nicht erzeugt wird. Da andererseits im Benzinmotor eine Laststeuerung entsprechend der Ansaugluftmenge ausgeführt wird, muß in einem Zustand mit niedriger Last die Ansaugluftmenge gedrosselt werden, weshalb in der Ansaugluftleitung eine Drosselklappe vorgesehen ist. Somit herrscht am Ansauganschluß, der in Strömungsrichtung hinter der Drosselklappe angeordnet ist, ein Druck, der geringer als der Atmosphärendruck, d. h. ein Unterdruck, ist. Da der Druck in der Brennkammer am Ende des Ausstoßtakts angenähert gleich dem Atmosphärendruck ist, ist in Strömungsrichtung vor dem Einlaßventil (auf Seiten des Einlaßanschlusses) am Beginn eines Ansaugtakts ein Unterdruck vorhanden, während dahinter (auf Seiten der Brennkammer) Atmosphärendruck herrscht.

Damit die Luft von der Seite des Ansauganschlusses zur Seite der Brennkammer strömen kann, muß daher die Luft entsprechend einer Absenkbewegung des Kolbens angesaugt werden, so daß der Verbrennungsmotor Arbeit leistet, um die Luft anzusaugen. Diese Arbeit wirkt der Arbeit des Verbrennungsmotors entgegen und wird daher Pumpverlust genannt. Insbesondere während eines Zustands mit niedriger Last und während eines Zustands mit mittlerer Last ist der Öffnungsgrad der Drosselklappe gering, so daß ständig ein Pumpverlust erzeugt wird und ein hoher Kraftstoffverbrauch entsteht.

Als Technik zur Reduzierung des Pumpverlusts ist ein Magerverbrennungssystem vorgeschlagen worden, in dem die Verbrennung bei gleicher Kraftstoffmenge, jedoch bei erhöhter Luftmenge ausgeführt wird, wobei dieses Magerverbrennungssystem im praktischen Gebrauch ist. In diesem Magerverbrennungssystem wird aber die Luftmenge entsprechend der Drosselklappe gesteuert, wobei der Pumpverlust in einem erheblichen Betriebsbereich erzeugt wird.

Um die Erzeugung des Pumpverlusts unter einen Grenzwert zu drücken, wird in Betracht gezogen, die Ansaugluftmenge in der Nähe der Brennkammer zu steuern, wobei diese Steuerung durch das Einlaßventil ausgeführt werden muß. Durch Steuern der Ventilöffnungsperiode und des Ventilhubbetrag des Einlaßventsils kann die Luftmenge eingestellt werden, eine genaue Steuerung der für den Leerlauf notwendigen Luftmenge wird jedoch wesentlich durch die Genauigkeit der Steuerung der Ventilöffnungsperiode und des Ventilhubbetrag des Einlaßventsils beeinflußt.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Verfahren zum Steuern der Ansaugluftmenge durch Steuern des Einlaßventsils zu schaffen, bei dem der Pumpverlust im gesam-

2

ten Betriebsbereich sowie der Kraftstoffverbrauch reduziert werden können.

Diese Aufgabe wird gelöst durch ein Verfahren nach einem der unabhängigen Ansprüche. Weiterbildungen der Erfindung sind in den abhängigen Ansprüchen angegeben.

Wenn ein Betriebszustand des Verbrennungsmotors als Zustand mit niedriger Last oder mit mittlerer Last beurteilt wird, wird die Drosselklappe unabhängig vom Betätigungsgrad eines Fahrpedals auf einen großen Öffnungsgrad gesteuert, ferner werden der Ventilschließzeitpunkt und/oder der Ventilhubbetrag des Einlaßventsils in der Weise gesteuert, daß die Ansaugluftmenge entsprechend gesteuert wird.

Gemäß weiterer Merkmale der Erfindung werden ein Verbrennungsmotor, in dem das Verfahren ausgeführt werden kann, sowie eine Steuervorrichtung eines Verbrennungsmotors zur Ausführung des Verfahrens geschaffen.

Nochmals weitere Merkmale und Vorteile der Erfindung werden deutlich beim Lesen der folgenden Beschreibung zweckmäßiger Ausführungen, die auf die beigeigefügte Zeichnung Bezug nimmt; es zeigen:

Fig. 1 eine Gesamtansicht eines Systems, in dem das Verfahren der Erfindung verwendet wird;

Fig. 2 ein Diagramm zur Erläuterung einer Beziehung zwischen dem Ventilschließzeitpunkt des Einlaßventsils und der Ansaugluftmenge;

Fig. 3 ein Diagramm zur Erläuterung des Betriebszustand-Erfassungsergebnisses und des Ventilschließzeitpunkts des Einlaßventsils;

Fig. 4 eine Ansicht zur Erläuterung eines Zustands eines Einlaßanschluß-Einspritzmotors, in dem ein System mit späterer Schließung der Erfindung verwendet wird;

Fig. 5 eine Ansicht zur Erläuterung eines Zustands eines Direkteinspritzungsmotors, in dem ein System mit späterer Schließung der Erfindung verwendet wird;

Fig. 6 eine Ansicht zur Erläuterung eines Zustands eines Direkteinspritzungsmotors, in dem ein System mit früherer Schließung der Erfindung verwendet wird;

Fig. 7 eine Ansicht zur Erläuterung eines Betriebszustandes mit hoher Last eines Direkteinspritzungsmotors, in dem das Verfahren der Erfindung verwendet wird;

Fig. 8 ein Diagramm zur Erläuterung einer Beziehung zwischen einem Ventilschließvorgang des Einlaßventsils und dem Druck in der Brennkammer;

Fig. 9 ein Diagramm zur Erläuterung einer Beziehung zwischen dem Niederdrückungsgrad eines Fahrpedals und dem Öffnungsgrad einer Drosselklappe gemäß der Erfindung;

Fig. 10 ein Diagramm zur Erläuterung einer Beziehung zwischen dem Niederdrückungsgrad eines Fahrpedals, dem Ventilschließzeitpunkt des Einlaßventsils und der Ansaugluftmenge;

Fig. 11 einen Ablaufplan zur Erläuterung eines Betriebszustand-Beurteilungsverfahrens, wenn ein Klopfen erzeugt wird;

Fig. 12 ein Diagramm zur Erläuterung einer Beziehung zwischen dem mittleren effektiven Bremsdruck und einem spezifischen Kraftstoffverbrauch für unterschiedliche Ventilschließzeitpunkte des Einlaßventsils;

Fig. 13 eine Ansicht zur Erläuterung einer Beziehung zwischen dem mittleren effektiven Bremsdruck und einem spezifischen Kraftstoffverbrauch für unterschiedliche Ventilschließzeitpunkte des Einlaßventsils und unterschiedliche Luft-/Kraftstoffverhältnisse; und

Fig. 14 ein Diagramm zur Erläuterung einer Beziehung zwischen Hubbetrag des Einlaßventsils und der Ansaugluftmenge.

Wie in Fig. 1 gezeigt ist, enthält ein Verbrennungsmotor 1 einen Kurbelmechanismus mit einer Pleuelstange 4 und ei-

DE 198 47 851 A 1

3

4

ner Kurbelwelle 5, sowie eine Brennkammer 3, die durch einen mit diesem Kurbelmechanismus verbundenen Kolben 2 und einen Motorkopf 8 des Verbrennungsmotors 1 gebildet ist. Die Brennkammer 3 ist durch ein Einlaßventil 10, ein Auslaßventil 11 und eine Zündkerze 12, die im Motorkopf 8 angebracht sind, dicht verschlossen. Sowohl das Einlaßventil 10 als auch das Auslaßventil 11 werden durch variable Ventilmechanismen 30 bzw. 40 betätigt. Der Verbrennungsmotor 1 saugt die zur Ausführung der Verbrennung erforderliche Luft in die Brennkammer 3 entsprechend einer Betätigung einer Drosselklappe 17 und einer hin- und hergehenden Bewegung des Kolbens 2 an.

Was die in den Verbrennungsmotor 1 angesaugte Luft betrifft, werden die in der Luft enthaltenen Stäube und Schmutzpartikel durch einen Luftfilter 15 entfernt und wird mittels eines Luftmengensensors 16 die angesaugte Luftmenge, die eine Grundlage für die Berechnung der Kraftstoffeinspritzmenge bildet, gemessen. Wenn der Öffnungsgrad der Drosselklappe 17 gering ist, herrscht am Einlaßanschluß 19 hinter der Drosselklappe 17 und innerhalb der Brennkammer ein Unterdruck, der niedriger als der Atmosphärendruck ist, wobei ein Drucksensor 14 in der Ansaugluftleitung diesen Druck in der Ansaugluftleitung, der für die Steuerung des Verbrennungsmotors 1 verwendet wird, misst.

Eine Steuereinheit 63 zum Steuern des Verbrennungsmotors 1 enthält eine Betriebszustand-Erfassungseinrichtung 66 zur Erfassung des Betriebszustands des Verbrennungsmotors 1 anhand der Signale von verschiedenen Sensoren, sowie eine Einrichtung 64 für variable Ventilsteuerung zur Steuerung der variablen Ventilmechanismen 30 und 40, die im Verbrennungsmotor 1 angebracht sind. Die Steuereinheit 63 steuert die Kraftstoffmenge und den Einspritzzeitpunkt des von einer Kraftstoffeinspritzeinrichtung 13 eingespritzten Kraftstoffs.

Ein Niederdrückungsgrad des Fahrpedals 61, das durch einen Fahrer 60 des Fahrzeugs, das den Verbrennungsmotor 1 enthält, betätigt wird, wird durch ein Potentiometer 62 in elektrische Signale umgesetzt und in die Betriebszustand-Erfassungseinrichtung 66 in der Steuereinheit 63 eingegeben. Die Signale, die in die Betriebszustand-Erfassungseinrichtung 66 eingegeben werden, umfassen weitere Signale, beispielsweise Signale von Kurbelwinkelsensoren 6 und 7, die an der Kurbelwelle 5 montiert sind, Signale von einem Temperatursensor 25 zur Erfassung der Temperatur eines Abgaskatalysators, Signale von einem Drucksensor 21, der in der Brennkammer 3 installiert ist und den Druck im Innenraum der Brennkammer 3 erfaßt, sowie Signale von einem Klopfsensor 22 zur Erfassung eines Klopfens.

Die Einrichtung 64 für variable Ventilsteuerung gibt die Steuersignale an einen Motor 18 zur Betätigung der Drosselklappe 17 anhand der Signale von der Betriebszustand-Erfassungseinrichtung 66 und an den variablen Ventilmechanismus 30 zum Betätigen des Einlaßventils 10 aus, wodurch die Einrichtung 64 für variable Ventilsteuerung die Luftmenge, die in den Verbrennungsmotor 1 angesaugt wird, einstellt. Die Steuereinheit 63 gibt Steuersignale an die Kraftstoffeinspritzeinrichtung 13 auf der Grundlage der Signale von der Betriebszustand-Erfassungseinrichtung 66 aus, ferner stellt die Steuereinheit 63 die Kraftstoffeinspritzmenge und die Einspritzperiode ein.

Zunächst wird mit Bezug auf Fig. 2 die Beziehung zwischen dem Ventilschließzeitpunkt des Einlaßventils 10 und der Luftansaugmenge, die einen wesentlichen Punkt der Erfindung darstellt, mit Bezug auf Fig. 2 erläutert. In Fig. 2 ist auf der horizontalen Achse der Ventilschließzeitpunkt des Einlaßventils 10 aufgetragen, der auf einen vorgegebenen konstanten Wert festgelegt ist, der in der Nähe des OTP

(oberer Totpunkt) liegt, während auf der vertikalen Achse die Luftansaugmenge aufgetragen ist. Wenn der Ventilöffnungszeitpunkt des Einlaßventils 10 vom Ansaugtakt zum Verdichtungstakt geändert wird, wird, wie in dieser Figur 5 gezeigt ist, auch die Ansaugluftmenge von der durchgezogenen Linie 101 zur Strichlinie 102 geändert.

Da durch ein Schließen des Einlaßventils 10 während des Ansaugtakts die Luftströmung in die Brennkammer 3 unterbrochen wird, wird die Ansaugluftmenge reduziert. Wenn der Ventilschließzeitpunkt des Einlaßventils 10 verzögert wird und sich dem UTP (unterer Totpunkt) annähert, wie durch die durchgezogene Linie 101 gezeigt ist, wird die Ansaugluftmenge erhöht. Der Maximalwert für die Ansaugluftmenge wird bei einem Ventilschließzeitpunkt erhalten, der den UTP geringfügig (um einen Kurbelwinkel von 20° bis 30°) durchlaufen hat. Dies ist ein Phänomen, das Trägheitsaufladung genannt wird und bewirkt, daß die Ansaugluft aufgrund ihrer Trägheit nach dem Durchlaufen des UTP in die Brennkammer 3 strömt.

20 Da nach dem Durchlaufen des UTP der Verdichtungstakt erfolgt, nimmt nach Verstreichen einer gewissen Zeit aufgrund der Aufwärtsbewegung des Kolbens 2 die Ansaugluftmenge in der Brennkammer 3 ab, da die in die Brennkammer 3 angesaugte Luft teilweise wieder zurückgeschoben wird (Rückströmung zur Einlaßanschlußseite), wie durch die Strichlinie 102 gezeigt ist. Ferner ist die Verbrennung bis zum Zündzeitpunkt unzureichend, da sie unvollständig ist und der Ventilschließzeitpunkt des Einlaßventils 10 verzögert ist, weshalb das obenerwähnte Phänomen nicht 25 zweckmäßig ist.

Nun wird mit Bezug auf Fig. 3 das Verfahren zur Bestimmung des Ventilschließzeitpunkts für den Fall beschrieben, in dem die Betriebszustand-Erfassungseinrichtung 66 beurteilt, daß der Betriebszustand des Verbrennungsmotors 1 ein 30 Zustand mit niedriger Last, mit mittlerer Last bzw. mit hoher Last ist. Wie später beschrieben wird (in Verbindung mit Fig. 9), wird die Drosselklappe 17 lediglich zur Steuerung der Luftansaugmenge in einem äußerst niedrigen Lastzustand wie etwa dem Leerlauf und dergleichen und in einem hohen Lastzustand verwendet, während die Drosselklappe 17 im Zustand mit niedriger Last und im Zustand mit mittlerer Last vollständig geöffnet ist.

Aus den oben angegebenen Gründen wird die Luftansaugmenge, die in die Brennkammer 3 strömt, in Übereinstimmung mit der Ventilöffnungsperiode des Einlaßventils 10 gesteuert. Falls der Ventilöffnungszeitpunkt konstant ist, wird die Luftansaugmenge in Übereinstimmung mit dem Ventilschließzeitpunkt des Einlaßventils 10 gesteuert. Daher wird der Ventilschließzeitpunkt des Einlaßventils 10 in einem Zustand mit niedriger oder mittlerer Last wie in Fig. 3 durch die durchgezogene Linie 105 bzw. die durchgezogene Linie 106 gezeigt bestimmt.

Die durchgezogene Linie 106 zeigt den Fall eines Systems mit früherer Ventilschließung an, in dem das Einlaßventil 10 vor dem UTP des Ansaugtakts geschlossen wird, während die durchgezogene Linie 105 das System mit späterer Schließung anzeigt, bei dem das Einlaßventil 10 nach dem UTP geschlossen wird. In dem System mit späterer Schließung muß das Zeitintervall bis zum Zündzeitpunkt, der durch die durchgezogene Linie 108 gezeigt ist, beachtet werden.

Wenn ein Zustand mit hoher Last ermittelt wird, der durch die durchgezogene Linie 107 angezeigt ist, ist der Ventilschließzeitpunkt des Einlaßventils 10 auf einen vorgegebenen konstanten Wert festgelegt. Dieser vorgegebene konstante Wert ist ein Zeitpunkt, zu dem die Ausnutzung der Trägheit der Luft maximal ist und der im allgemeinen ungefähr 20° bis 30° nach dem UTP liegt.

DE 198 47 851 A 1

5

6

Nun wird ein Steuerverfahren, in dem ein variabler Ventilmechanismus und ein Verbrennungsmotor mit Direkteinspritzung kombiniert sind, durch Vergleich mit einem Einlaß-Einspritzmotor erläutert.

Zunächst ist in Fig. 4 ein Diagramm gezeigt, das den Ventilschließbetrieb des Einlaßventils 10 und des Auslaßventils 11 sowie den Zustand des Verbrennungsmotors 1 zu den obigen Zeiten zeigt, falls der variable Ventilmechanismus mit dem Einlaß-Einspritzmotor kombiniert ist. In Fig. 4 ist ferner ein Diagramm gezeigt, in dem der Ventilhubbetrag gegen den Kurbelwinkel aufgetragen ist, der von den Kurbelwinkelsensoren 6 und 7 ausgegeben wird, die in dem in Fig. 1 gezeigten Verbrennungsmotor 1 montiert sind.

Der angenähert rechtwinklige Kurvenverlauf 70 zeigt eine Änderung des Ventilhubbetrags des Auslaßventils 11, während der angenähert rechtwinklige Kurvenverlauf 80 eine Änderung des Ventilhubbetrags des Einlaßventils 10 zeigt. Bei dem mit dem Bezugssymbol 74 bezeichneten Kurbelwinkel beginnt das Auslaßventil 11 den mit dem Bezugssymbol 71 bezeichneten Ventilöffnungsbetrieb und erreicht schnell einen mit dem Bezugssymbol 72 bezeichneten vorgegebenen Wert in der Nähe des maximalen Ventilhubbetrags (einschließlich des maximalen Ventilhubbetrags), wobei dieser Ventilhubbetrag während einer vorgegebenen Periode ununterbrochen aufrechterhalten wird.

Zu diesem Zeitpunkt befindet sich der Verbrennungsmotor 1 in dem mit dem Bezugssymbol 90 bezeichneten Zustand, in dem nur das Abgasventil 11 geöffnet ist, wobei das Abgas in der Brennkammer 3 wie durch den Pfeil 90a entsprechend der aufsteigenden Bewegung des Kolbens 2 ausgestoßen wird. Bei dem mit dem Bezugssymbol 75 bezeichneten Kurbelwinkel beginnt das Auslaßventil 11 den Ventilschließbetrieb, der mit dem Bezugssymbol 73 bezeichnet ist, wobei dieser Ventilschließbetrieb vor dem OTP beendet ist.

Dann beginnt das Einlaßventil 10 bei dem mit dem Bezugssymbol 84 bezeichneten Kurbelwinkel nach dem OTP den mit dem Bezugssymbol 81 bezeichneten Ventilöffnungsbetrieb und erreicht schnell den mit dem Bezugssymbol 82 bezeichneten vorgegebenen Wert in der Nähe des maximalen Ventilhubbetrags (einschließlich des maximalen Ventilhubbetrags), wobei dieser Ventilhubbetrag während einer vorgegebenen Periode ununterbrochen beibehalten wird.

Zu diesem Zeitpunkt ist der Motor 1 in dem mit dem Bezugssymbol 91 bezeichneten Zustand, in dem das Auslaßventil 11 geschlossen ist und nur das Einlaßventil 10 geöffnet ist und somit, wie durch den Pfeil 91a gezeigt ist, entsprechend einer Abwärtsbewegung des Kolbens 2 Luft in die Brennkammer 3 strömt. Dann wird von der Kraftstofffeinspritzeinrichtung 13 ein Kraftstofffeinspritzstrahl 20 erzeugt.

Während des Ansaugtakts wird der Kraftstofffeinspritzstrahl 20 mit der Luft vollständig vermischt, so daß ein homogenes Gemisch erzeugt wird. Nachdem der Ansaugtakt den OTP durchlaufen hat, beginnt der Kolben 2 mit einer Aufwärtsbewegung, so daß sich der Verbrennungsmotor 1 in dem mit dem Bezugssymbol 92 bezeichneten Zustand befindet. Zu diesem Zeitpunkt ist das Einlaßventil 10 noch immer geöffnet, so daß ein Teil des in der Brennkammer 3 befindlichen Gemisches 20b in Richtung des Einlaßan schlusses zurückströmt, wie durch den Pfeil 92a gezeigt ist.

Nach dem OTP, d. h. bei dem mit dem Bezugssymbol 85 bezeichneten Kurbelwinkel, beginnt das Einlaßventil 10 den Ventilschließbetrieb, der mit dem Bezugssymbol 83 bezeichnet ist. Nachdem das Einlaßventil 10 geschlossen ist und der Kurbelwinkel einen mit dem Bezugssymbol 86 bezeichneten Wert hat, hat der Verbrennungsmotor eine Um

drehung ausgeführt und befindet sich in einer Stellung, die dem mit dem Bezugssymbol 76 bezeichneten Kurbelwinkel entspricht; daraufhin wird ein ähnlicher Betrieb wiederholt ausgeführt.

5 Daher nimmt in der Periode vom OTP zur Ventilschließung die Menge des Gemisches 20b aufgrund der Rückströmung in der Brennkammer 3 ab, so daß die Motorausgangsleistung abgesenkt wird. Da ferner das in dem Einlaßan schluss zurückströmende Gemisch beim nächsten Zyklus in 10 die Brennkammer 3 angesaugt wird, entsteht ein vom Sollwert abweichendes Luft-/Kraftstoffverhältnis. Daher ist die Verwendung dieses Steuerverfahrens des variablen Ventilmechanismus gemäß der Erfindung für einen Einlaß-Einspritzmotor nicht zweckmäßig.

15 Nun wird mit Bezug auf Fig. 5 der Fall beschrieben, in dem der variable Ventilmechanismus mit einem Direkteinspritzungsmotor kombiniert ist. Die Betriebsweisen des Einlaßventils 10 und des Auslaßventils 11 sind die gleichen wie jene, die in Fig. 4 gezeigt sind.

20 In der Periode, in der das Auslaßventil 11 geöffnet ist, befindet sich der Verbrennungsmotor 1 in dem mit dem Bezugssymbol 93 bezeichneten Zustand, in dem das Abgas wie durch den Pfeil 93a gezeigt ausgestoßen wird. Dann wird das Auslaßventil 11 geschlossen, während das Einlaßventil 10 geöffnet wird, weshalb sich der Verbrennungsmotor 1 in dem mit dem Bezugssymbol 94 bezeichneten Zustand befindet.

25 Entsprechend der Abwärtsbewegung des Kolbens 2 wird lediglich Luft angesaugt, wie durch den Pfeil 94a gezeigt ist. 30 Nach dem Durchlaufen des OTP des Ansaugtakts befindet sich der Verbrennungsmotor 1 in dem mit dem Bezugssymbol 95 bezeichneten Zustand, wobei das Einlaßventil 10 noch immer geöffnet ist. Da der Kolben 2 eine Aufwärtsbewegung ausführt, strömt die in der Brennkammer 3 befindliche Luft wie durch den Pfeil 95a gezeigt zurück. Hierbei enthält die zurückströmende Substanz nur Luft.

Bei dem mit dem Bezugssymbol 85 bezeichneten Kurbelwinkel nach dem OTP beginnt das Einlaßventil 10 den Ventilschließbetrieb, der mit dem Bezugssymbol 83 bezeichnet ist. 40 Dann ist das Einlaßventil 10 geschlossen und somit die Brennkammer 3 dicht verschlossen, woraufhin der Kraftstoff 20 eingespritzt wird und eine Rückströmung des Kraftstoffs 20 verhindert wird.

Ein wesentlicher Punkt der Erfindung ist, daß der Kraftstoff 20 nach dem Schließen des Einlaßventils 10 eingespritzt wird, was ein Grund für die Kombination mit dem Direkteinspritzmotor ist. Die Festlegung des obenerwähnten Einspritzzeitpunkts ist auf den Zustand mit niedriger Last und niedriger Drehzahl eingeschränkt, damit wegen der Verkürzung der Zeit bis zur Zündung, die mit dem Bezugssymbol 88 bezeichnet ist, die Verdampfungszeit für den Kraftstoff 20 nicht unzureichend wird.

Bei dem mit dem Bezugssymbol 86 bezeichneten Kurbelwinkel, d. h. nach dem Schließen des Einlaßventils 10, hat der Verbrennungsmotor eine Umdrehung ausgeführt und befindet sich in einer Stellung, die dem mit dem Bezugssymbol 76 bezeichneten Kurbelwinkel entspricht, woraufhin ein ähnlicher Betrieb wiederholt ausgeführt wird.

In Fig. 6 ist ein Verfahren zum Ausführen einer früheren 60 Ventilschließung (System mit früherer Schließung) gezeigt, in dem das Einlaßventil 10 keine Rückströmung erzeugt. Bei dem mit dem Bezugssymbol 84 bezeichneten Kurbelwinkel nach dem Ende des Ausstoßtakts beginnt das Einlaßventil 10 den Ventilöffnungsbetrieb, der mit dem Bezugssymbol 81 bezeichnet ist, und erreicht schnell einen mit dem Bezugssymbol 82 bezeichneten vorgegebenen Wert in der Nähe des maximalen Ventilhubbetrags (einschließlich des maximalen Ventilhubbetrags), wobei der obenerwähnte

DE 198 47 851 A 1

7

8

Ventilhubbetrag für eine vorgegebene Periode ununterbrochen beibehalten wird.

Während dieser Zeit befindet sich der Verbrennungsmotor 1 in dem mit dem Bezugszeichen 94 bezeichneten Zustand, in dem das Auslaßventil 11 geschlossen ist und nur das Einlaßventil 10 geöffnet ist, so daß aufgrund der Abwärtsbewegung des Kolbens 2 Luft in die Brennkammer 3 strömt, wie durch den Pfeil 94a gezeigt ist.

Während des Ansaugtakts beginnt das Einlaßventil 10 bei dem mit dem Bezugszeichen 85 bezeichneten Kurbelwinkel den mit dem Bezugszeichen 83 bezeichneten Ventilschließbetrieb, wobei die Ventilschließung erheblich vor dem UTP ausgeführt wird und das Einströmen von Luft unterbrochen wird, wodurch die Ansaugluftmenge abnimmt.

Wenn sich der Verbrennungsmotor 1 nach dem Schließen des Ventils in dem mit dem Bezugszeichen 99 bezeichneten Zustand befindet und die Brennkammer 3 durch das Einlaßventil 10 und das Auslaßventil 11 dicht verschlossen ist, führt der Kolben 2 die Abwärtsbewegung aus. Nach dem UTP wird der Verdichtungstakt ausgeführt, so daß aufgrund der ansteigenden Bewegung des Kolbens 2 die Luft in der Brennkammer 3 verdichtet wird.

In diesem System mit früherer Ventilschließung tritt das Rückströmphänomen nicht auf, so daß der Einspritzzeitpunkt für den Kraftstoff 20 während des Ansaugtakts und ebenfalls während des Verdichtungstakts ausgeführt werden kann, so daß ein Magerverbrennungsbetrieb mit optimalem Einspritzzeitpunkt ausgeführt werden kann.

Fig. 7 zeigt den Betrieb des Einlaßventils 10 und des Auslaßventils 11 sowie die Motorzustände im Zustand hoher Last. Wenn die Betriebszustand-Erfassungseinrichtung 66 den Zustand des Verbrennungsmotors 1 als Zustand mit hoher Last beurteilt, wird der Ventilschließzeitpunkt des Einlaßventils 10 wie in Fig. 2 gezeigt unter Berücksichtigung der Trägheitsladewirkung so gesteuert, daß die Luftansaugmenge maximal wird.

Bei dem mit dem Bezugszeichen 84 bezeichneten Kurbelwinkel nach dem Ende des Ausstoßtakts beginnt das Einlaßventil 10 mit dem Ventilöffnungsbetrieb, der mit dem Bezugszeichen 81 bezeichnet ist, und erreicht sofort den mit dem Bezugszeichen 82 bezeichneten vorgegebenen Wert in der Nähe des maximalen Ventilhubbetrag (einschließlich des maximalen Ventilhubbetrag), wobei dieser Wert während einer vorgegebenen Periode ununterbrochen aufrechterhalten wird.

Während dieser Zeit befindet sich der Motor 1 in dem mit dem Bezugszeichen 97 bezeichneten Zustand, wobei das Auslaßventil 11 geschlossen ist und nur das Einlaßventil 10 geöffnet ist, so daß entsprechend der Abwärtsbewegung des Kolbens 2 Luft in die Brennkammer 3 strömt, wie durch den Pfeil 97a gezeigt ist, woraufhin die Kraftstoffeinspritzeinrichtung 13 Kraftstoff 20 einspritzt. Während dieses Ansaugtakts werden der Kraftstoffeinspritzstrahl 20 und die Luft vollständig vermischt, so daß ein homogenes Gemisch gebildet wird.

Um in diesem Zustand hoher Last eine große Luftmenge anzusaugen, beginnt das Einlaßventil 10 den mit dem Bezugszeichen 83 bezeichneten Ventilschließbetrieb bei dem mit dem Bezugszeichen 85 bezeichneten Kurbelwinkel, wodurch die Ventilschließung in der Nähe von 20° bis 30° nach dem UTP erfolgt. Der Ventilschließzeitpunkt des Einlaßventils 10 ist so bestimmt, daß eine große Luftmenge unter Berücksichtigung des Trägheitsladeeffekts angesaugt wird.

In dem mit dem Bezugszeichen 98 bezeichneten Zustand wird in der Brennkammer 3 nach dem Schließen des Einlaßventils 10 ein homogenes Gemisch 20b gebildet. Was den Betrieb des Einlaßventils 10 während des Zustands hoher Last betrifft, wird im Hinblick auf eine große Luftansaug-

menge der Ventilschließzeitpunkt so gesetzt, daß die Rückströmung minimal ist. Im Ergebnis ist der Einspritzzeitpunkt für den Kraftstoff 20 vor dem Ventilschließzeitpunkt des Einlaßventils 10 gesetzt, so daß die Ansaugluft und der Kraftstoff 20 vollständig vermischt werden.

Nun wird mit Bezug auf Fig. 8 ein Verfahren zur Beurteilung des Betriebszustandes des Verbrennungsmotors 1 erläutert. Auf der horizontalen Achse ist der Ventilschließzeitpunkt des Einlaßventils 10 aufgetragen (der Ventilöffnungszeitpunkt ist auf einen vorgegebenen konstanten Wert in der Nähe des OTP festgelegt), während auf der vertikalen Achse der Druck in der Brennkammer 3 aufgetragen ist, wenn das Einlaßventil 10 geschlossen ist.

Der Druck in der Brennkammer 3 wird unter Verwendung eines am Verbrennungsmotor 1 angebrachten Sensors 21 gemessen. Wenn am Motor 1 eine Aufladevorrichtung montiert ist, steigt die Luftmenge proportional zum Ladedruck an. Wenn daher der Ladedruck über den Atmosphärendruck angestiegen ist und die Luftmenge zunimmt, hat der Druck in der Brennkammer 3 bei geöffnetem Einlaßventil 10 einen Wert, der über dem Atmosphärendruck liegt, wie durch die Strichlinie 111 gezeigt ist.

Dieser Zustand wird als Zustand mit hoher Last beurteilt. Wenn jedoch der Druck niedriger als der Atmosphärendruck ist, wird der Zustand als Zustand mit niedriger Last bzw. als Zustand mit mittlerer Last beurteilt. Falls am Verbrennungsmotor 1 keine Aufladevorrichtung montiert ist, ist es nicht möglich, das obenbeschriebene Verfahren zur Beurteilung des Betriebszustands zu verwenden, da der Druck in der Brennkammer 3 stets niedriger als der Atmosphärendruck ist, wie durch die durchgezogene Linie 110 angezeigt ist.

Nun wird ein weiteres Verfahren zur Beurteilung des Betriebszustandes eines Verbrennungsmotors ohne Aufladevorrichtung erläutert. Fig. 9 zeigt eine Beziehung zwischen dem Niederdrückungsgrad des Fahrpedals und dem Öffnungsgrad der Drosselklappe. Wenn das Fahrpedal 61 nicht niedergedrückt wird, ist die Drosselklappe 17 leicht geöffnet, um die für den Leerlauf des Verbrennungsmotors 1 erforderliche Luftmenge zuzuführen. Wenn die Drosselklappe 17 und das Fahrpedal 61 über eine Seileinrichtung miteinander verbunden wären, würde die Drosselklappe 17 entsprechend dem Niederdrückungsgrad des Fahrpedals 61 gesteuert, wie durch die Strichlinie 118 gezeigt ist.

Einer der wesentlichen Punkte der Erfindung besteht darin, daß mit Ausnahme des Zustandes mit äußerst niedriger Last und des Zustandes mit hoher Last die Drosselklappe 17 vollständig geöffnet ist, d. h., daß ihr Öffnungsgrad den mit der durchgezogenen Linie 116 angezeigten Verlauf hat, so daß der Pumpverlust reduziert wird. In dem Zustand mit äußerst niedriger Last wird die Drosselklappe 17 mit einer Steigung gesteuert, derart, daß die Änderung der Ansaugluftmenge nicht zu plötzlich erfolgt, wie durch die durchgezogene Linie 115 gezeigt ist.

Da der Niederdrückungsgrad des Fahrpedals 61 einen Hinweis für das vom Fahrer 60 angeforderte Drehmoment bildet, wird ein Niederdrücken des Fahrpedals 61 um mehr als 3/4 des maximalen Niederdrückungsgrades als Zustand mit hoher Last beurteilt, wobei, wie durch die durchgezogene Linie 117 gezeigt ist, die Drosselklappe 117 auf den Niederdrückungsgrad des Fahrpedals 61 verringert wird.

Bis zu dem Niederdrückungsgrad von 3/4 des Fahrpedals 61 wird die Ansaugluftmenge durch den Ventilschließzeitpunkt des Einlaßventils 10 gesteuert, bei einem Niederdrückungsgrad von mehr als 3/4 des Fahrpedals 61 ist jedoch der Ventilschließzeitpunkt des Einlaßventils 10 auf den Zeitpunkt festgelegt, zu dem die maximale Ansaugluftmenge angesaugt wird, wobei durch die Steuerung der Drosselklappe 17 die Ansaugluftmenge weiter erhöht werden kann.

DE 198 47 851 A 1

9

Die Drosselklappe 17 wird durch einen elektronisch gesteuerten Aktuator oder Motor 18, der am Verbrennungsmotor 1 montiert ist, betätigt. Daher kann der Betriebszustand des Verbrennungsmotors 1 anhand des Niederdrückungsgrades des Fahrpedals 61 beurteilt werden.

Fig. 10 zeigt die Beziehung zwischen dem Niederdrückungsgrad des Fahrpedals 61 und dem Ventilschließzeitpunkt des Einlaßventils 10 und gibt gleichzeitig die Änderung der Ansaugluftmenge in Abhängigkeit von dem Ventilschließzeitpunkt an. In Fig. 10 bezeichnet das Bezugszeichen Q_{NA} die maximale Ansaugluftmenge während des normalen Ansaugvorgangs. Bis der Fahrpedal-Niederdrückungsgrad $3/4$ des maximalen Niederdrückungsgrades beträgt, ist im Fall des Systems mit früherer Schließung der Ventilschließzeitpunkt durch die durchgezogene Linie 121 bestimmt, während der Ventilschließzeitpunkt im Fall des Systems mit späterer Schließung durch die durchgezogene Linie 120 bestimmt ist.

Wenn der Niederdrückungsgrad des Fahrpedals 61 wenigstens $3/4$ des maximalen Niederdrückungsgrades beträgt, wird er, wie oben angegeben worden ist, auf den mit dem Bezugszeichen 122 bezeichneten Zeitpunkt gesteuert, zu dem die maximale Luftmenge angesaugt wird. Die durchgezogene Linie gibt das Luft-/Kraftstoffverhältnis für den Fall des stöchiometrischen Luft-/Kraftstoffverhältnisses an, wobei durch Erhöhen des Luft-/Kraftstoffverhältnisses ein Magerbrennungsbetrieb ausgeführt wird, was bei gleichem Drehmoment, d. h. bei gleichem Niederdrückungsgrad des Fahrpedals 61, bedeutet, daß die Ansaugluftmenge erhöht wird und durch die Strichlinie 131 gegeben ist, während der Ventilschließzeitpunkt des Einlaßventils der Strichlinie 123 oder der Strichlinie 124 und der Strichlinie 125 folgt.

Nun wird mit Bezug auf Fig. 11 ein weiteres Beurteilungsverfahren erläutert, das bei Vorhandensein eines Klopfeffektivs ausgeführt wird. Der am Verbrennungsmotor 1 montierte Klopfsensor 22 erfaßt ständig das Klopfeffektiv. Im Block 141 wird das Vorhandensein eines Klopfeffektivs beurteilt, wobei in dem Fall, in dem kein Klopfeffektiv auftritt, beurteilt wird, daß ein Zustand mit niedriger Last oder ein Zustand mit mittlerer Last vorliegt.

Wenn das Klopfeffektiv auftritt, wird ein Zustand mit hoher Last ermittelt, wobei im Block 142 die Stärke des Klopfeffektivs ermittelt wird. Da das Klopfeffektiv eine Ursache für eine Zerstörung des Verbrennungsmotors 1 sein kann, muß es in jedem Fall vermieden werden. Wenn jedoch die Klopfeffektivstärke gering ist, wird eine Betriebsart für einen Zustand mit hoher Last festgelegt, d. h. im Block 143 wird der Ventilschließzeitpunkt des Einlaßventils 10 in der Nähe von 20° bis 30° nach dem UTP gesetzt, wobei die Luftsaugmenge durch die Drosselklappe 17 gesteuert wird. Im Block 144 wird der Kraftstoffeinspritzzeitpunkt vor den Ventilschließzeitpunkt des Einlaßventils 10 gesetzt.

Mit der obigen Konstruktion werden die Luft und der Kraftstoff in der Brennkammer 3 vollständig vermischt, so daß ein homogenes Gemisch gebildet wird. Dann wird aufgrund der durch die latente Wärme bewirkten Verdampfung des Kraftstoffs 20 die Temperatur in der Brennkammer 3 abgesenkt, wodurch die Erzeugung eines Klopfeffektivs verhindert werden kann.

Im Block 145 wird nochmals das Vorhandensein eines Klopfeffektivs beurteilt, wobei der Prozeß in dem Fall, in dem die Beurteilung ergibt, daß kein Klopfeffektiv vorliegt, beendet ist. Wenn im Block 145 ein Klopfeffektiv festgestellt wird oder wenn im Block 142 festgestellt wird, daß die Klopfeffektivstärke groß ist, wird eine Klopfeffektivvermeidungssteuerung ausgeführt. Da angenommen wird, daß das in diesem Zustand erzeugte Klopfeffektiv aufgrund des hohen Verbrennungsdrucks in der Brennkammer 3 erzeugt wird, kann durch Nacheilung oder Voreilung

10

des Winkels des Ventilschließzeitpunkts des Einlaßventils 10 und ferner durch Absenken des effektiven Verdichtungsverhältnisses das Klopfeffektiv begrenzt werden.

Da im Block 143 der Ventilschließzeitpunkt des Einlaßventils 10, bei dem kein Klopfeffektiv erzeugt wird, bestimmt wird, wird im Block 146 der Ventilschließzeitpunkt des Einlaßventils 10 gegenüber dem oben gesetzten Wert in der Nähe von 20° bis 30° nach dem UTP auf einen Wert geändert, der im Block 144 bestimmt wird, woraufhin die Ansaugluftmenge durch die Drosselklappe 17 gesteuert wird.

Ferner wird im Block 144 der Kraftstoffeinspritzzeitpunkt vor dem Ventilschließzeitpunkt des Einlaßventils 10 gesetzt. Bei dieser Konstruktion wird bei Vorhandensein des Klopfeffektivs der Betriebszustand des Verbrennungsmotors 1 beurteilt, wobei bei Auftreten eines Klopfeffektivs die Betriebsart für hohe Last eingestellt wird und ferner eine Klopfeffektivvermeidungssteuerung ausgeführt wird.

Fig. 12 zeigt ein Testergebnis für den Motor in dem Fall, in dem das Luft-/Kraftstoffverhältnis konstant ist und der Ventilschließzeitpunkt des Einlaßventils 10 geändert wird. In Fig. 12 bezeichnet das Bezugszeichen (ABDC) auf der vertikalen Achse 30° nach dem UTP des Ansaugtakts an. Bei dem Motor handelt es sich um einen Viertaktmotor mit vier Zylindern und mit einem Hubraum von 1800 cm^3 , wobei dieser Motor 1 ein Direkteinspritzungsmotor ist, bei dem der Kraftstoff direkt in die Brennkammer 3 eingespritzt wird.

Auf der vertikalen Achse ist der spezifische Kraftstoffverbrauch aufgetragen, während auf der horizontalen Achse der mittlere effektive Bremsdruck P_e (kPa) aufgetragen ist, der durch das Verhältnis des von der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors 1 aus gegebenen Bremsdrehmoments T (Nm) zu einer Verschiebung V_s (L), multipliziert mit einem Proportionalitätsfaktor von 1,257, gegeben ist:

$$P_e = 1,257 \cdot (T/V_s) \quad (1).$$

Wenn der Ventilschließzeitpunkt des Einlaßventils 10 30° beträgt, verändert sich der spezifische Kraftstoffverbrauch SFC (g/psh) in Abhängigkeit von P_e wie durch die durchgezogene Linie 180 gezeigt. Das Luft-/Kraftstoffverhältnis beträgt dabei 14,7.

Bezüglich des mittleren effektiven Bremsdrucks P_e kann für einen in einem Kraftfahrzeug verwendeten Verbrennungsmotor angemerkt werden, daß der Betriebsbereich mit niedriger Last und mit mittlerer Last ein großer Bereich zwischen einem Abschnitt a bis in die Nähe eines Abschnitts e ist, in dem der spezifische Kraftstoffverbrauch reduziert ist, so daß es wirksam ist, (1) den Kraftstoffverbrauch (kg/L) und (2) die Kraftstoffökonomie (km/L) des Fahrzeugs zu verbessern.

Durch Ändern des Ventilschließzeitpunkts des Einlaßventils 10 beispielsweise auf 50° verhält sich der spezifische Kraftstoffverbrauch (SFC) zwischen einem Abschnitt a bis zu einem Abschnitt d von P_e entsprechend der mit der Markierung o bezeichneten Linie, wobei klar ist, daß (1) der Kraftstoffverbrauch (kg/L) und (2) die Kraftstoffökonomie (km/L) verbessert werden. Hierbei beträgt das Luft-/Kraftstoffverhältnis 14,7.

Bei konstant gehaltenem Luft-/Kraftstoffverhältnis wird der Kraftstoffverbrauch verbessert, wenn die Zeit, in der das Einlaßventil 10 geschlossen ist, lang ist. Der Grund hierfür besteht darin, daß der Öffnungsgrad der Drosselklappe 17 groß wird und der Pumpverlust reduziert wird und daß ferner der Expansionstakt länger als der Verdichtungstakt wird und der thermische Wirkungsgrad verbessert wird.

Wenn jedoch die Ventilschließzeit des Einlaßventils 10 zu groß ist, wird, da der Verdichtungstakt verkürzt wird und so-

DE 198 47 851 A 1

11

mit der Verdichtungsdruck niedrig wird, eine instabile und unvollständige Verbrennung erzeugt.

Was die maximale Ausgangsleistung betrifft, hat in dem Fall, in dem der Ventilschließzeitpunkt des Einlaßventils 10 30° ist, Pe den Wert f, wenn jedoch der Ventilschließzeitpunkt des Einlaßventils 10 50° ist, liegt Pe wegen der Rückströmung der Luft in einem Abschnitt e. Wenn der Ventilschließzeitpunkt des Einlaßventils 10 einen Wert von 70° oder 90° besitzt, liegt Pe aus den gleichen Gründen wie oben in Verbindung mit der maximalen Ausgangsleistung erwähnt in einem Abschnitt d bzw. einem Abschnitt b.

In Fig. 13 sind die Testergebnisse für einen Verbrennungsmotor für den Fall gezeigt, in dem das Luft-/Kraftstoffverhältnis und der Ventilschließzeitpunkt des Einlaßventils 10 geändert werden. Wenn die Ventilschließzeitpunkte des Einlaßventils 10 30° bzw. 70° betragen, betragen die Luft-/Kraftstoffverhältnisse 14,7 bzw. 20.

Die durchgezogene Linie 180 zeigt den Fall an, in dem der Ventilschließzeitpunkt des Einlaßventils 10 30° ist und das Luft-/Kraftstoffverhältnis 14,7 beträgt. Wenn der Verbrennungsmotor mit magerer Verbrennung mit einem Luft-/Kraftstoffverhältnis von 20 betrieben wird, wird der spezifische Kraftstoffverbrauch (SFC) im gesamten Betriebsbereich verbessert, wie durch die durchgezogene Linie 185 gezeigt ist. Der Grund hierfür besteht darin, daß der Öffnungsgrad der Drosselklappe 17 größer als derjenige für das Luft-/Kraftstoffverhältnis von 14,7 (durchgezogene Linie 180) ist und daß der Pumpverlust reduziert wird.

Andererseits ist durch die durchgezogene Linie 182 der spezifische Kraftstoffverbrauch im Fall eines Ventilschließzeitpunkts des Einlaßventils 10 von 70° bei einem Luft-/Kraftstoffverhältnis von 14,7 gezeigt. Wenn der Verbrennungsmotor mit magerer Verbrennung, genauer mit einem Luft-/Kraftstoffverhältnis von 20, arbeitet, ist der spezifische Kraftstoffverbrauch durch die durchgezogene Linie 186 gegeben. Daher ist es möglich, den Motor mit magerer Verbrennung zu betreiben, wobei eine ähnliche Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs zu erwarten ist.

Fig. 14 zeigt eine Beziehung zwischen dem Ventilhubbetrag des Einlaßventils 10 und der Ansaugluftmenge. Indem der Ventilhubbetrag des Einlaßventils 10 gesteuert wird, ändert sich die Ansaugluftmenge entsprechend der durchgezogenen Linie 190. In diesem Fall kann die Ansaugluftmenge durch den Ventilschließzeitpunkt des Einlaßventils 10 gesteuert werden. Hierbei wird der Ventilschließzeitpunkt des Einlaßventils 10 auf einen konstanten Wert gesteuert.

Wenn der Ventilhubbetrag des Einlaßventils 10 ansteigt, nimmt die Ansaugluftmenge entsprechend der durchgezogenen Linie 190 zu, da die Einströmungsfläche für die Luft proportional zur Zunahme des Ventilhubbetrag ansteigt. Wenn daher der Betriebszustand des Verbrennungsmotors 1 als Zustand mit niedriger oder mittlerer Last beurteilt wird, kann die Ansaugluftmenge selbst dann gesteuert werden, wenn die Drosselklappe 17 vollständig geöffnet ist.

Wenn die Ansaugluftmenge gering ist, weil der Ventilhubbetrag klein ist, wird die Geschwindigkeit der durch das Einlaßventil 10 strömenden Luft groß, wodurch in der Brennkammer 3 eine für die Magerverbrennung erforderliche Luftbewegung erzeugt wird. Falls für den Betriebszustand des Verbrennungsmotors 1 ein Zustand mit hoher Last beurteilt wird, wird der Ventilhubbetrag gleich dem maximalen Ventilhubbetrag gesetzt, wodurch die Luft leicht in die Brennkammer 3 eintreten kann. Dadurch kann die maximale Ausgangsleistung gewährleistet werden.

Da in dem erfindungsgemäßen Steuerverfahren für Verbrennungsmotoren der variable Ventilmechanismus und die Drosselklappe gemeinsam verwendet werden, kann die Ansaugluftmenge geeignet gesteuert werden. Hierbei kann die

12

Verbrennung während eines Zustandes mit niedriger Last wie etwa während des Leerlaufs stabilisiert werden, ferner kann während des Zustandes mit niedriger oder mit mittlerer Last der Pumpverlust reduziert werden. Schließlich kann im Zustand mit hoher Last eine große Ausgangsleistung sichergestellt werden.

Patentansprüche

1. Verfahren zum Steuern eines Verbrennungsmotors (1), der enthält:

einen Ventilmechanismus mit einem Einlaßventil (10) und einem Auslaßventil (11), die an einem Einlaßanschluß (19) bzw. an einem Auslaßanschluß (23) eines Zylinders (3) des Verbrennungsmotors (1) vorgesehen sind, eine Ventilmechanismus-Steuereinrichtung (30, 40, 64) zum Steuern des Ventilmechanismus (10, 11), eine Betriebszustand-Erfassungseinrichtung (66) zum Erfassen des Betriebszustandes des Verbrennungsmotors (1) und eine Drosselklappe (17) zum Steuern der Ansaugluftmenge als Antwort auf einen Niederdrückungsgrad eines Fahrpedals (61),

gekennzeichnet durch die folgenden Schritte:

Steuern der Drosselklappe (17) auf einen hohen Öffnungsgrad unabhängig vom Niederdrückungsgrad des Fahrpedals (61), wenn die Betriebszustand-Erfassungseinrichtung (66) einen Betriebszustand mit niedriger Last oder mit mittlerer Last des Verbrennungsmotors (1) ermittelt, und

Steuern der Ansaugluftmenge durch Steuern des Ventilschließzeitpunkts und/oder des Ventilhubbetrag des Einlaßventils (10).

2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß

das Einlaßventil (10) geschlossen wird, bevor ein Kolben (2) des Verbrennungsmotors (1) während eines Ansaugtakts einen unteren Totpunkt (UTP) durchlaufen hat.

3. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß

das Einlaßventil (10) geschlossen wird, nachdem ein Kolben (2) des Verbrennungsmotors (1) während eines Ansaugtakts einen unteren Totpunkt (UTP) durchlaufen hat.

4. Verfahren zum Steuern eines Verbrennungsmotors (1), der enthält:

einen Ventilmechanismus mit einem Einlaßventil (10) und einem Auslaßventil (11), die mit einem Zylinder (3) des Verbrennungsmotors (1) kombiniert sind, eine Ventilmechanismus-Steuereinrichtung (30, 40, 64) zum Steuern des Ventilmechanismus (10, 11), eine Betriebszustand-Erfassungseinrichtung (66) zum Erfassen eines Betriebszustandes des Verbrennungsmotors (1) und

eine Drosselklappe (17) zum Steuern der Ansaugluftmenge als Antwort auf einen Niederdrückungsgrad eines Fahrpedals (61),

gekennzeichnet durch die folgenden Schritte:

Steuern des Öffnungsgrades der Drosselklappe (17) als Antwort auf den Niederdrückungsgrad des Fahrpedals (61), wenn die Betriebszustand-Erfassungseinrichtung (66) einen Betriebszustand mit hoher Last des Verbrennungsmotors (1) ermittelt, und

Steuern des Einlaßventils (10) in der Weise, daß es während eines Ansaugtakts eines Kolbens (2) des Verbrennungsmotors (1) zu einem vorgegebenen Zeitpunkt nach dem unteren Totpunkt (UTP) geöffnet wird.

DE 198 47 851 A 1

13

5. Verfahren zum Steuern eines Verbrennungsmotors (1), der enthält:
 einen Ventilmechanismus mit einem Einlaßventil (10) und einem Auslaßventil (11), die mit einem Zylinder (3) des Verbrennungsmotors (1) kombiniert sind, eine Ventilmechanismus-Steuereinrichtung (30, 40, 64) zum Steuern des Ventilmechanismus (10, 11), eine Betriebszustand-Erfassungseinrichtung (66) zum Erfassen eines Betriebszustandes des Verbrennungsmotors (1), eine Kraftstoffeinspritzeinrichtung (13) zum direkten Einspritzen von Kraftstoff (20) in den jeweiligen Zylinder (3), und
 eine Drosselklappe (17) zum Steuern der Ansaugluftmenge als Antwort auf einen Niederdrückungsgrad eines Fahrpedals (61),
 gekennzeichnet durch die folgenden Schritte:
 Steuern der Drosselklappe (17) auf einen hohen Öffnungsgrad unabhängig vom Niederdrückungsgrad des Fahrpedals (61), wenn die Betriebszustand-Erfassungseinrichtung (66) einen Betriebszustand mit niedriger Last oder mit mittlerer Last des Verbrennungsmotors (1) ermittelt,
 Steuern der Ansaugluftmenge durch Steuern des Ventilschließzeitpunkts und/oder des Ventilhubbetrag des Einlaßventils (10) und
 Einspritzen des Kraftstoffs (20) durch die Einspritzeinrichtung (13) nach dem Schließen des Einlaßventils (10).
 6. Verfahren zum Steuern eines Verbrennungsmotors (1), der enthält:
 einen Ventilmechanismus mit einem Einlaßventil (10) und einem Auslaßventil (11), die mit einem Zylinder (3) des Verbrennungsmotors (1) kombiniert sind, eine Ventilmechanismus-Steuereinrichtung (30, 40, 64) zum Steuern des Ventilmechanismus (10, 11), eine Betriebszustand-Erfassungseinrichtung (66) zum Erfassen eines Betriebszustandes des Verbrennungsmotors (1), eine Kraftstoffeinspritzeinrichtung (13) zum direkten Einspritzen von Kraftstoff (20) in den jeweiligen Zylinder (3), und
 eine Drosselklappe (17) zum Steuern der Ansaugluftmenge als Antwort auf einen Niederdrückungsgrad eines Fahrpedals (61),
 gekennzeichnet durch die folgenden Schritte:
 Steuern des Öffnungsgrades der Drosselklappe (17) als Antwort auf den Niederdrückungsgrad des Fahrpedals (61), wenn die Betriebszustand-Erfassungseinrichtung (66) einen Betriebszustand mit hoher Last des Verbrennungsmotors (1) ermittelt,
 Steuern des Einlaßventils (10) in der Weise, daß es während eines Ansaugtakts eines Kolbens (2) des Verbrennungsmotors (1) zu einem vorgegebenen Zeitpunkt nach einem unteren Toitpunkt (UTP) geöffnet wird, und
 Einspritzen von Kraftstoff (20) durch die Kraftstoffeinspritzeinrichtung (13) vor dem Schließen des Einlaßventils (10).
 7. Verfahren nach irgendeinem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß
 die Betriebszustand-Erfassungseinrichtung (66) den Betriebszustand des Verbrennungsmotors (1) unter Verwendung einer Brennkammerdruck-Erfassungseinrichtung (21), die in einer Brennkammer (3) installiert ist, ermittelt,
 wobei ein Betriebszustand mit niedriger Last oder mittlerer Last beurteilt wird, wenn der Brennkammerdruck niedriger als der Atmosphärendruck ist, und

14

ein Betriebszustand mit hoher Last beurteilt wird, wenn der Brennkammerdruck höher als der Atmosphärendruck ist.
 8. Verfahren nach irgendeinem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß
 die Betriebszustand-Erfassungseinrichtung (66) den Betriebszustand des Verbrennungsmotors (1) unter Verwendung einer Erfassungseinrichtung (62) für den Niederdrückungsgrad eines Fahrpedals (61) ermittelt, wobei ein Betriebszustand mit niedriger Last oder mit mittlerer Last beurteilt wird, wenn der Niederdrückungsgrad des Fahrpedals (61) höchstens gleich 3/4 des maximalen Niederdrückungsgrades des Fahrpedals (61) ist, und
 ein Betriebszustand mit hoher Last beurteilt wird, wenn der Niederdrückungsgrad des Fahrpedals (61) größer als 3/4 des maximalen Niederdrückungsgrades des Fahrpedals (61) ist.
 9. Verfahren nach irgendeinem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß
 die Betriebszustand-Erfassungseinrichtung (66) den Betriebszustand des Verbrennungsmotors (1) unter Verwendung einer Klopferfassungseinrichtung (22) ermittelt,
 wobei ein Betriebszustand mit hoher Last beurteilt wird, wenn im Verbrennungsmotor (1) ein Klopfen erzeugt wird.
 10. Verfahren nach irgendeinem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß
 die Betriebszustand-Erfassungseinrichtung (66) den Betriebszustand des Verbrennungsmotors (1) unter Verwendung einer Klopferfassungseinrichtung (22) ermittelt,
 wobei ein Betriebszustand mit hoher Last beurteilt wird, wenn im Verbrennungsmotor (1) ein Klopfen erzeugt wird, und
 im Verbrennungsmotor (1) durch Einstellen des Ventilschließzeitpunkts des Einlaßventils (10) unter Verwendung der Ventilmechanismus-Steuereinrichtung (30, 40, 64) eine Klopfvermeidungssteuerung ausgeführt wird.
 11. Verfahren nach irgendeinem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß der Verbrennungsmotor (1) einen Magerverbrennungsbetrieb ausführt.
 12. Verfahren nach irgendeinem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß der Verbrennungsmotor (1) eine Aufladevorrichtung enthält.
 13. Verbrennungsmotor (1), dadurch gekennzeichnet, daß
 eine Drosselklappe (17) des Verbrennungsmotors (1) während eines Betriebszustandes mit vorgegebener niedriger Last oder mit vorgegebener mittlerer Last des Verbrennungsmotors (1) unabhängig vom Niederdrückungsgrad eines Fahrpedals (61) auf einem hohen Öffnungsgrad gehalten wird, und
 während des Halts der Drosselklappe (17) auf dem vorgegebenen hohen Öffnungsgrad ein elektromagnetischer Antriebsmechanismus (30) zum Anreiben eines Einlaßventils (10) den Ventilschließzeitpunkt und/oder den Ventilhubbetrag als Antwort auf den Betriebszustand des Verbrennungsmotors (1) steuert.
 14. Steuervorrichtung für Verbrennungsmotor (1), mit einem Einlaßventil (10) zum Öffnen und Schließen eines Einlaßanschlusses (19) eines Zylinders (3), einem elektromagnetischen Antriebsmechanismus (30) zum elektromagnetischen Anreiben des Einlaßventils (10), einer Drosselklappe (17) zum Steuern der Ansaugluft-

DE 198 47 851 A 1

15

16

menge als Antwort auf den Niederdrückungsgrad eines Fahrpedals (61), einem elektromagnetischen Aktuator (18) zum elektromagnetischen Antreiben der Drosselklappe (17) und einer elektronischen Steuerschaltung (63), die an den elektromagnetischen Antriebsmechanismus (30) und an den elektromagnetischen Aktuator (18) als Antwort auf einen bestimmten Betriebszustand des Verbrennungsmotors (1) ein Signal ausgibt, dadurch gekennzeichnet, daß während eines Betriebszustands mit niedriger Last oder mit mittlerer Last des Verbrennungsmotors (1) die elektronische Steuerschaltung (63) ein Steuersignal an die Drosselklappe (17) zum Halten eines vorgegebenen großen Öffnungsgrades ausgibt und an den elektromagnetischen Antriebsmechanismus (30) ein Steuersignal zum Steuern des Ventilschließzeitpunkts und/oder des Ventilhubbetrag des Einlaßventils (10) ausgibt.

15. Steuervorrichtung für Verbrennungsmotor (1), mit einem Einlaßventil (10) zum Öffnen und Schließen deines Einlaßanschlusses (19) eines Zylinders (3) des Verbrennungsmotors (1), einem elektromagnetischen Antriebsmechanismus (30) zum elektromagnetischen Antreiben des Einlaßventils (10) und einer elektronischen Steuerschaltung (63), die als Antwort auf einen bestimmten Betriebszustand des Verbrennungsmotors (1) an den elektromagnetischen Antriebsmechanismus (30) ein Steuersignal ausgibt, dadurch gekennzeichnet, daß die elektronische Steuerschaltung (63) in einem bestimmten Betriebsbereich mit niedriger Last oder mit mittlerer Last des Verbrennungsmotors (1) als Antwort auf den Niederdrückungsgrad eines Fahrpedals (61) an den elektromagnetischen Antriebsmechanismus (30) ein Steuersignal zum Steuern des Ventilschließzeitpunkts und/oder des Ventilhubbetrag des Einlaßventils (10) ausgibt.

Hierzu 11 Seite(n) Zeichnungen

40

45

50

55

60

65

ZEICHNUNGEN SEITE 1

Nummer:

Int. Cl. 6.

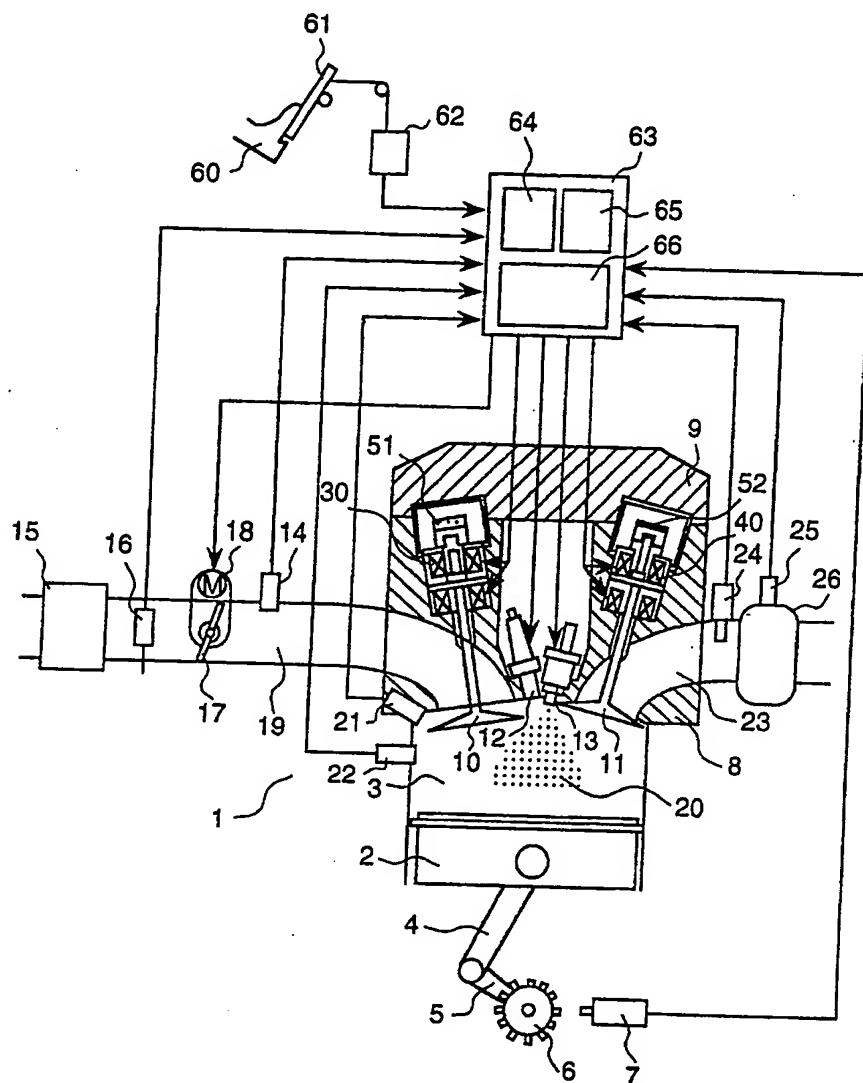
mit Or.:

DE 19847851 A1

F 02 D 43/04

22. April 1999

FIG. 1



ZEICHNUNGEN SEITE 2

Nummer:
Int. Cl. 6:
Offenlegungstag:

DE 198 47 851 A1
F 02 D 43/04
22. April 1999

FIG. 2

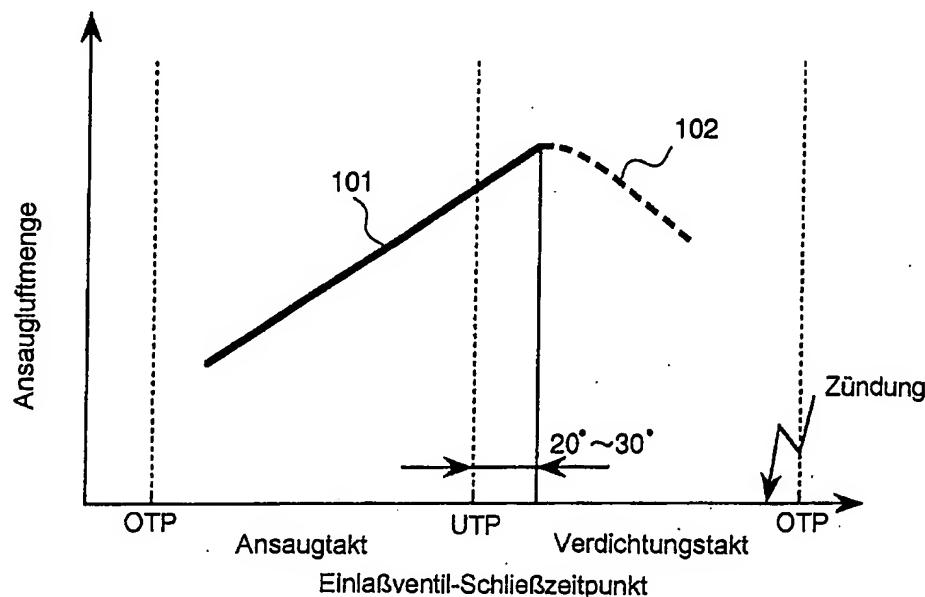
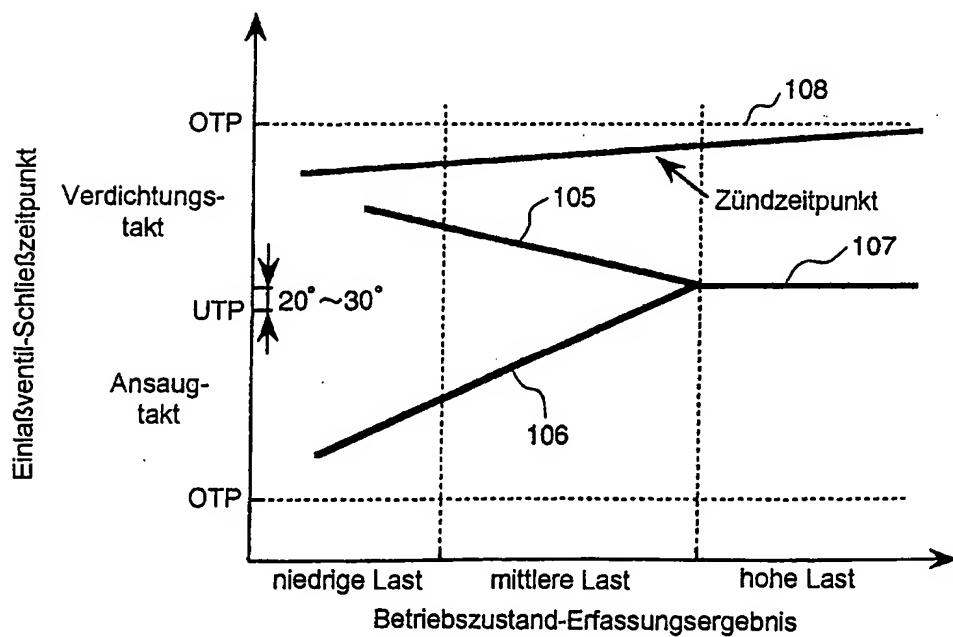


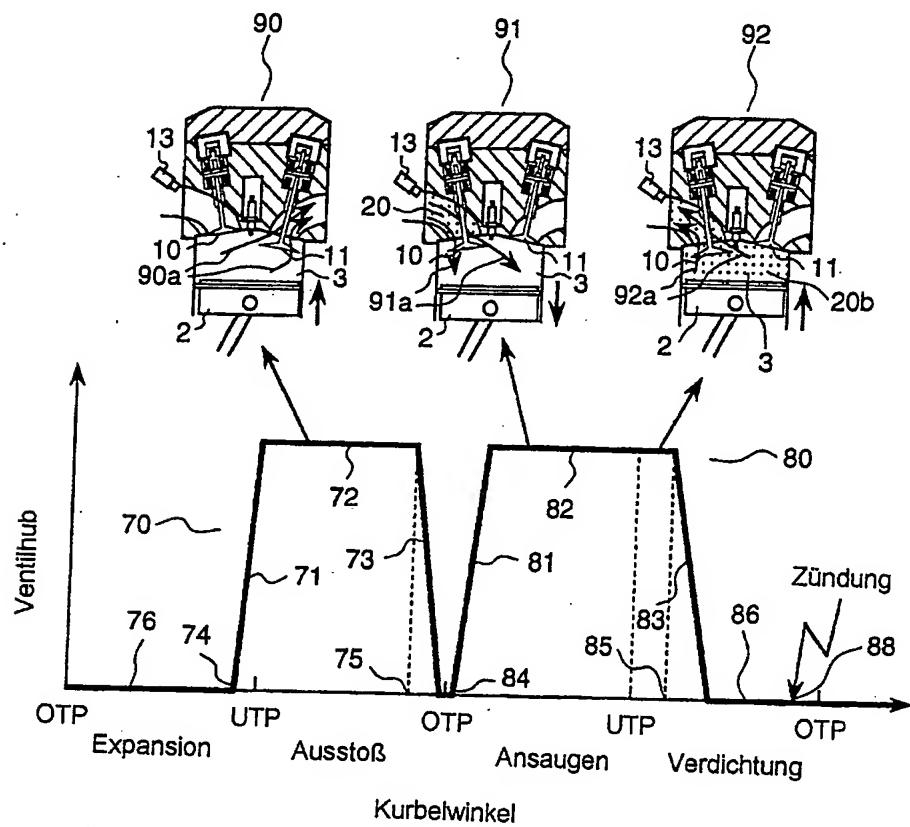
FIG. 3



ZEICHNUNGEN SEITE 3

Nummer: DE 198 47 851 A1
 Int. Cl. 6: F 02 D 43/04
 Offenlegungstag: 22. April 1999

FIG. 4



ZEICHNUNGEN SEITE 4

Nummer:

DE 198 47 851 A1

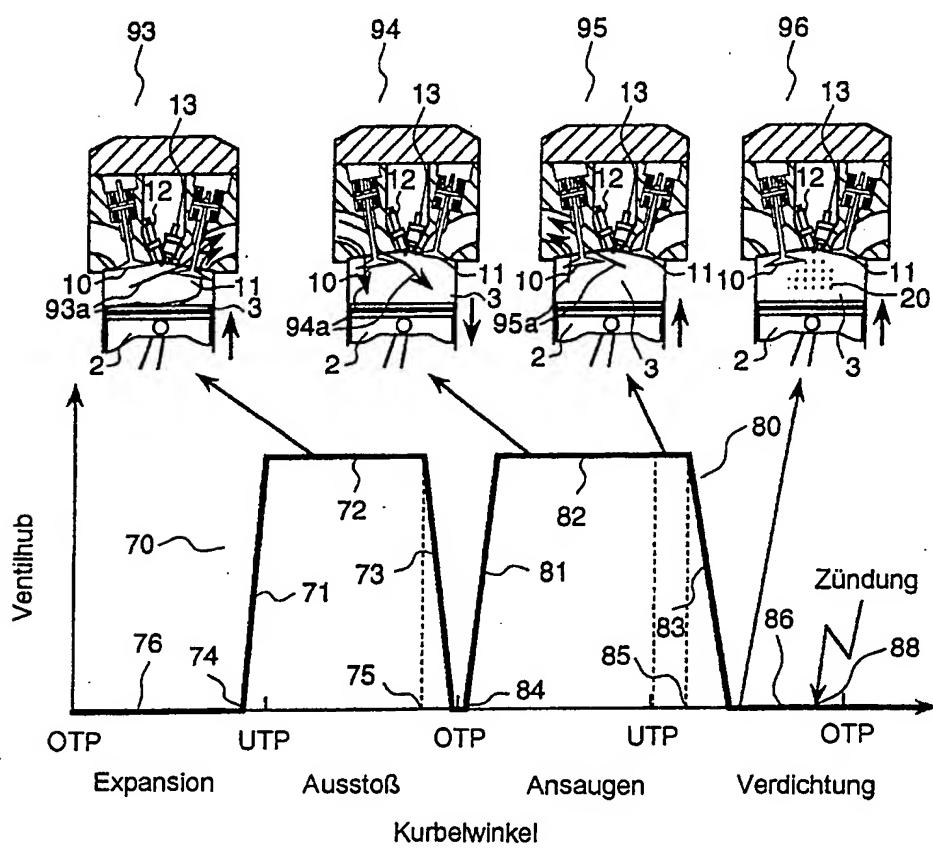
Int. Cl. 6:

F 02 D 43/04

Offenlegungstag:

22. April 1999

FIG. 5

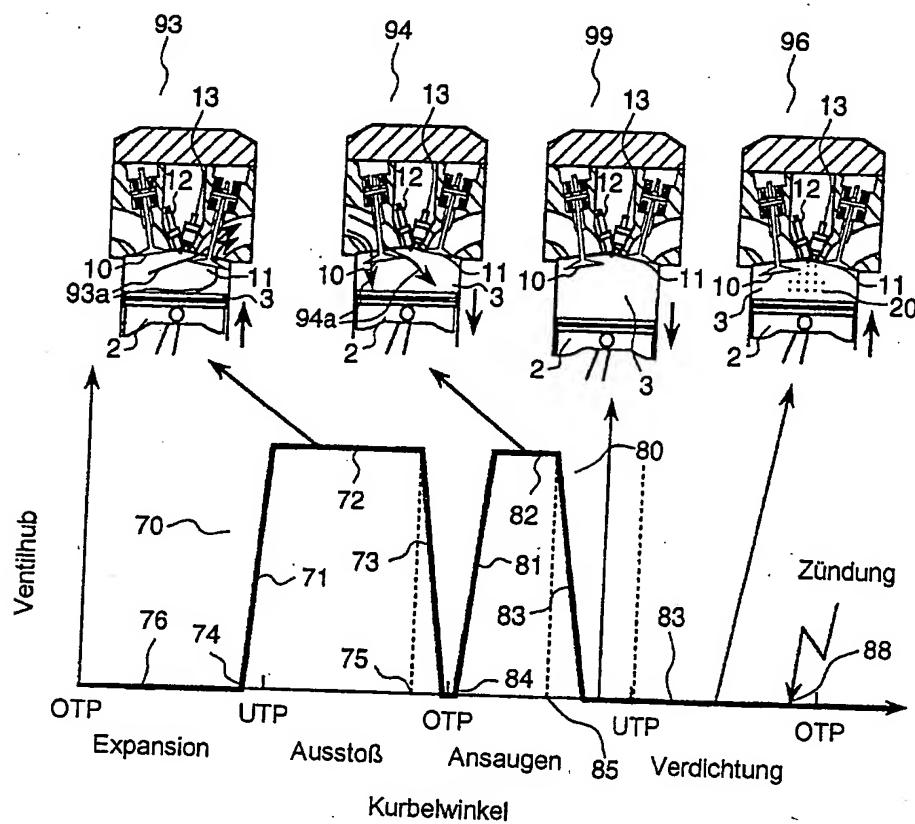


ZEICHNUNGEN SEITE 5

Nummer:
Int. Cl. 6:
Offenlegungstag:

DE 198 47 851 A1
F 02 D 43/04
22. April 1999

FIG. 6



ZEICHNUNGEN SEITE 6

Nummer:

DE 198 47 851 A1

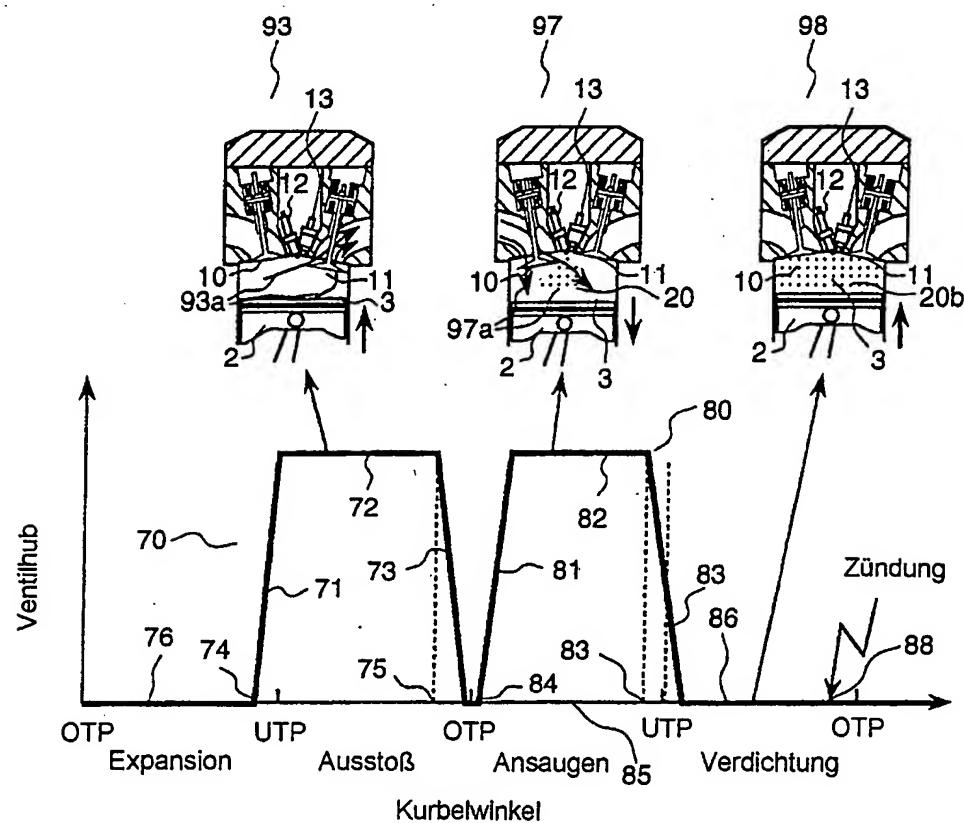
Int. Cl. 6:

F 02 D 43/04

Offenlegungstag:

22. April 1999

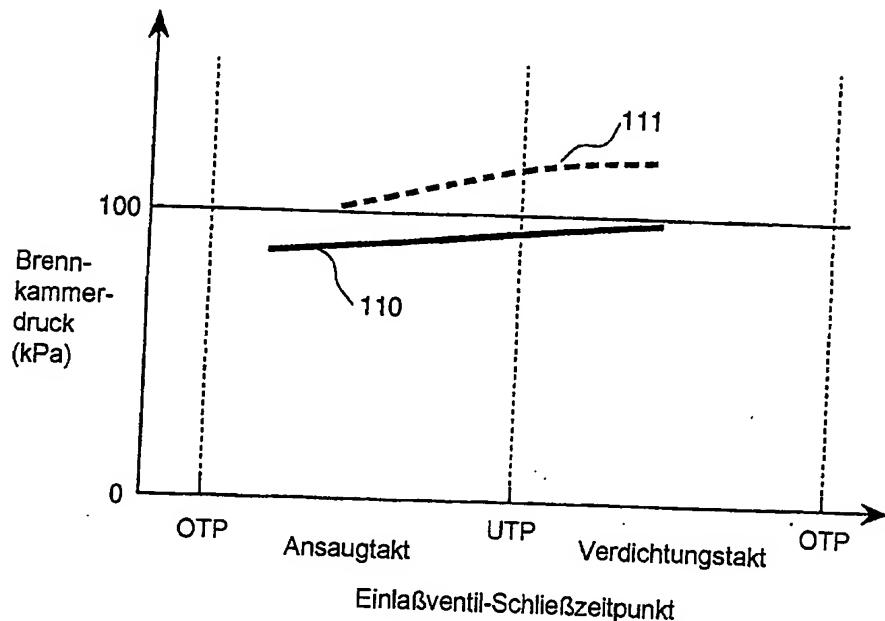
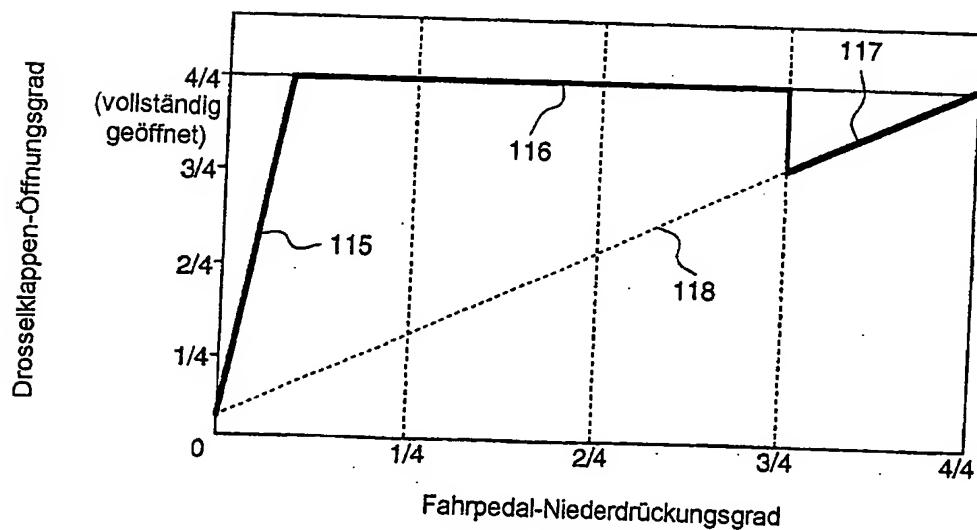
FIG. 7



ZEICHNUNGEN SEITE 7

Nummer:
Int. Cl. 6:
Offenlegungstag:

DE 198 47 851 A1
F 02 D 43/04
22. April 1999

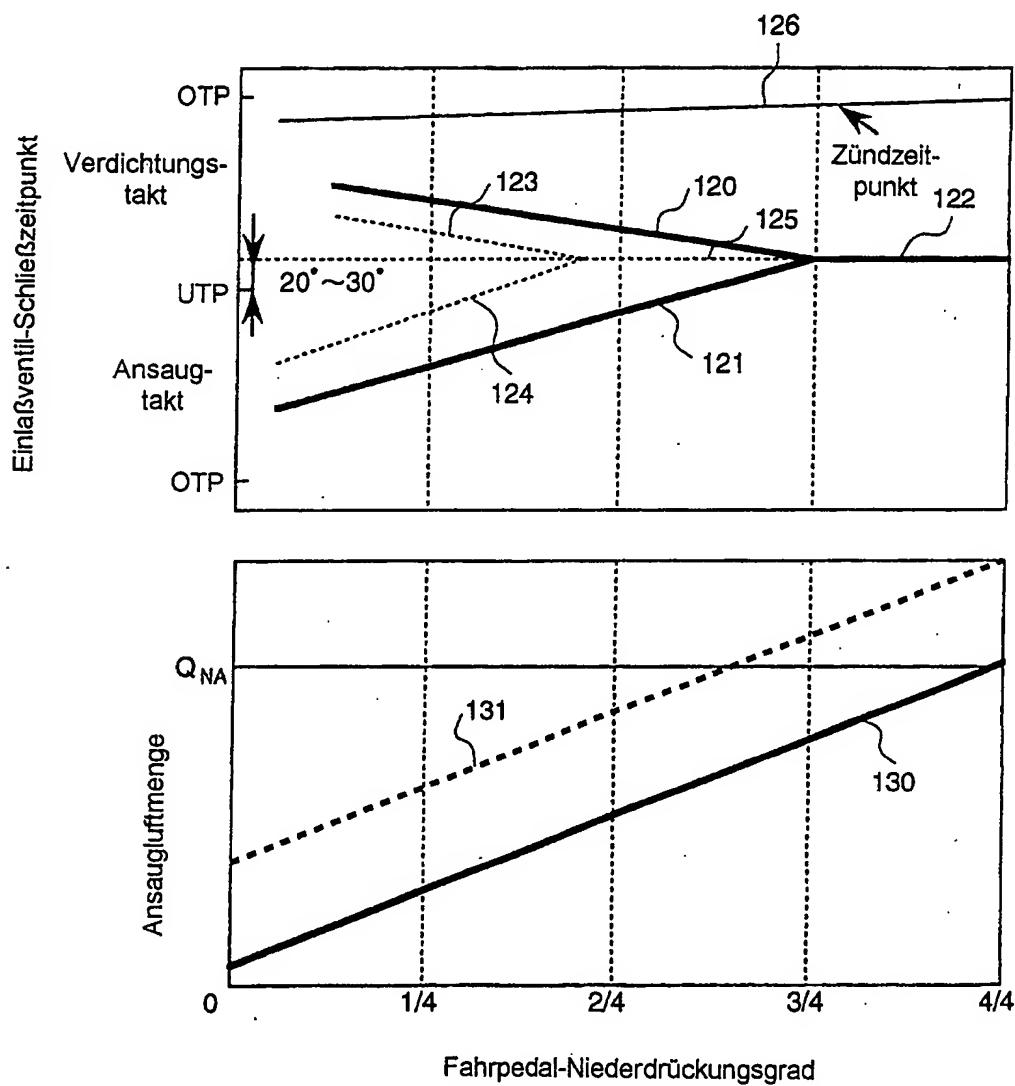
FIG. 8**FIG. 9**

ZEICHNUNGEN SEITE 8

Nummer:
Int. Cl. 6:
Offenlegungstag:

DE 198 47 851 A1
F 02 D 43/04
22. April 1999

FIG. 10



ZEICHNUNGEN SEITE 9

Nummer:

Int. Cl. 6:

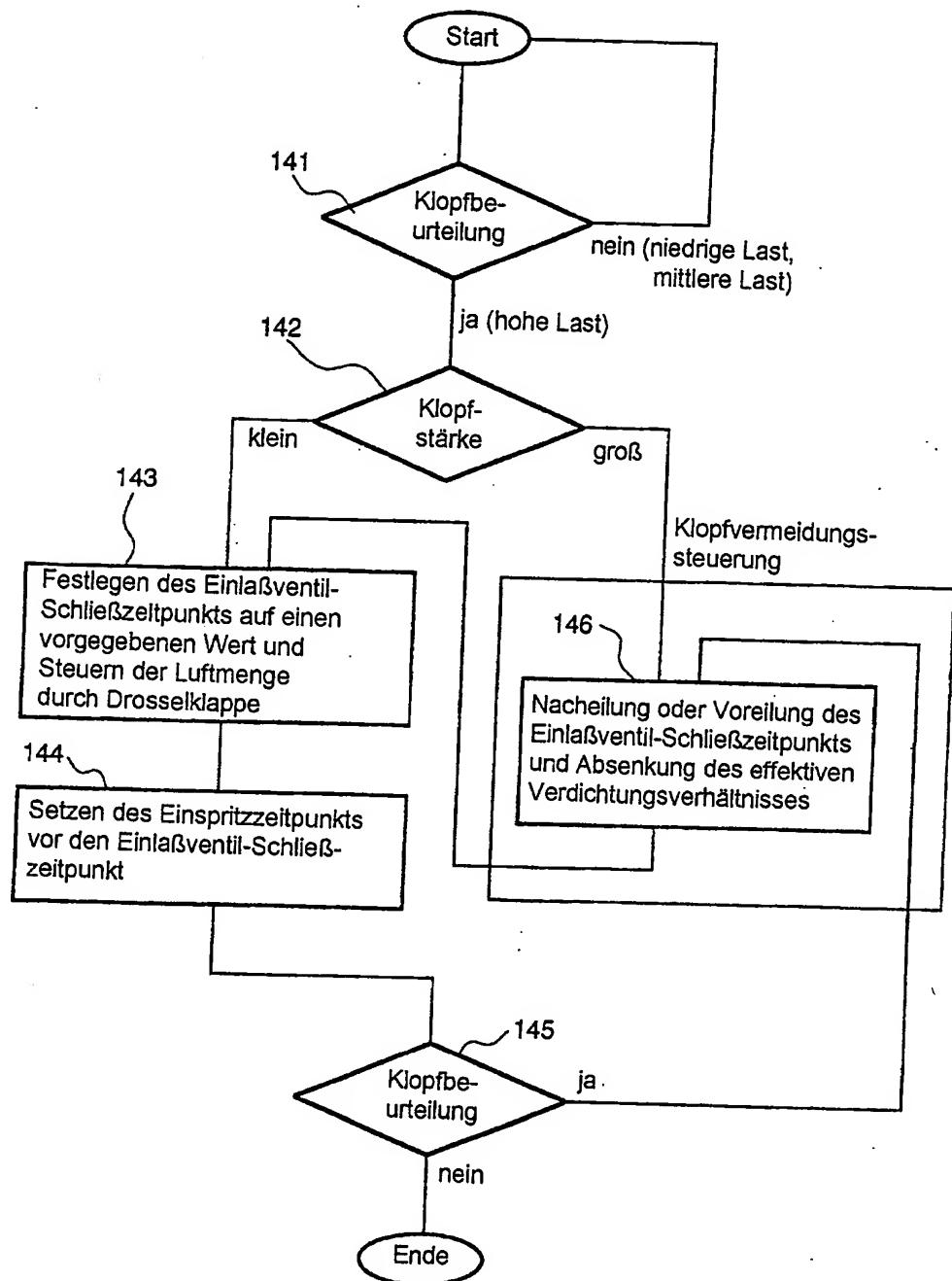
Offenlegungstag:

DE 198 47 851 A1

F02 D 43/04

22. April 1999

FIG. 11



ZEICHNUNGEN SEITE 10

Nummer:

DE 198 47 851 A1

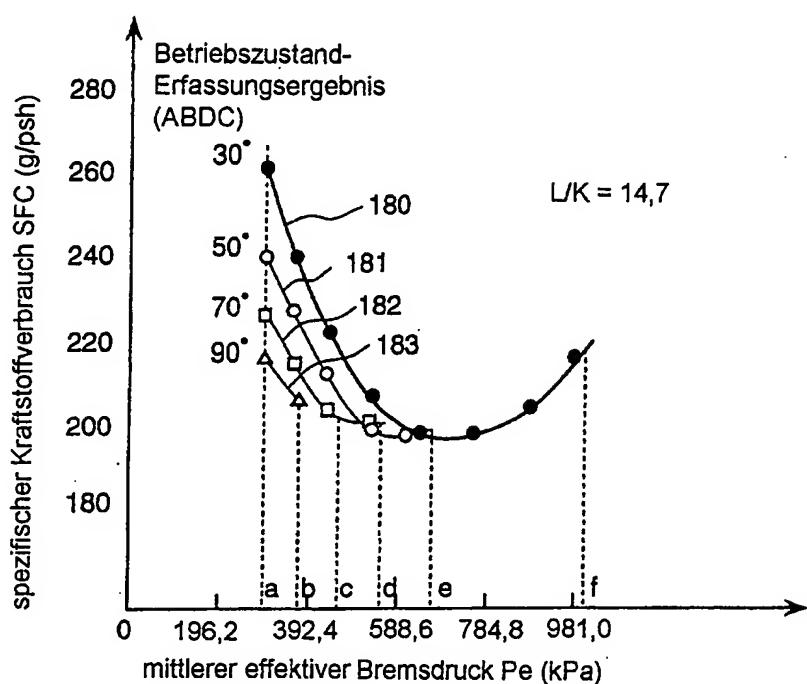
Int. Cl. 6:

F 02 D 43/04

Offenlegungstag:

22. April 1999

FIG. 12



ZEICHNUNGEN SEITE 11

Nummer:

DE 198 47 851 A1

Int. Cl. 6:

F 02 D 43/04

Offenlegungstag:

22. April 1999

FIG. 13

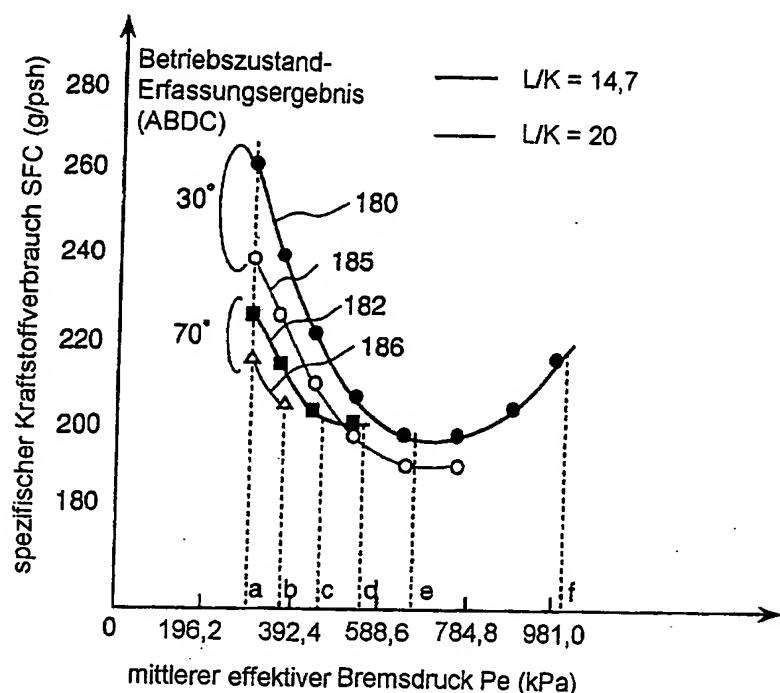


FIG. 14

